

GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA CON POZAS SOLARES

Gustavo Hannecke(#), Graciela Lesino(*) y Nahuel Saivo
INENCO(**) Universidad Nacional de Salta
Buenos Aires 177 - 4400 - salta

RESUMEN

En un poza solar el salto térmico entre la capa convectiva superficial y la capa convectiva del fondo alcanza hasta 75 C, con una temperatura máxima en la capa del fondo que, en general, no supera los 90 C. Con este salto térmico se puede hacer funcionar una turbina de baja presión, utilizando como fuente caliente el fondo de la poza y como fuente fría la capa superficial. Con estas condiciones, el ciclo termodinámico de mayor eficiencia es el Rankine, utilizando como fluido de trabajo freones u otros fluidos orgánicos.

Se encara en este trabajo la simulación de un sistema con estas características, a fin de evaluar la factibilidad de su instalación en alguna región de la Puna Argentina, proveyendo de energía eléctrica a pequeñas localidades o industrias mineras de la zona.

El trabajo de simulación contempla tres partes:

El sistema de colección de energía : poza solar.

El sistema de intercambiadores.

El sistema de generación: turbina y generador.

Se obtuvo la potencia de generación a partir de datos climáticos de La Quiaca (provincia de Jujuy).

GENERACION DE ELECTRICIDAD

Para usar una poza solar en la producción de energía eléctrica se debe extraer la energía térmica directamente de la solución caliente y hacerla circular por un intercambiador exterior. El mismo procedimiento se aplica en la superficie de la poza como foco frío.

El hecho de sacar calor del fondo ayuda a la estabilidad del sistema de acumulación.

A partir del salto térmico que hay entre la superficie y el fondo de la poza, se hace funcionar una turbina de baja presión. Bajo estas condiciones, el ciclo termodinámico de mayor eficiencia real que hace funcionar la turbina es el Rankine, utilizando como fluido de trabajo freones, o algún otro fluido orgánico.

Actualmente las compañías Barber Nichols (EEUU) y Ormat (Israel) construyen dichas turbinas. En El Paso, Texas (EE.UU.), se instaló en 1985 un sistema de este tipo con una turbina fabricada por Ormat, utilizando como fluido de trabajo Freón 114.

CICLO RANKINE

La fig. 1 muestra un diagrama TS sobre el cual se esquematizó la curva de cambio de fase para el freón. Esta curva difiere de la capana típica del vapor de agua u otros fluidos. Las etapas del ciclo de generación son:

6-7: calentamiento del fluido, desde la poza solar, mediante un intercambiador;

7-1: por suministro de calor desde la poza, se vaporiza el freón, dando en el punto 1 vapor saturado;

1-2: el freón se expande en la turbina, hasta la presión de salida en el punto 2;

2-3: el calor que aún se dispone a la salida de la turbina puede ser recobrado por un regenerador (etapa 5-6);

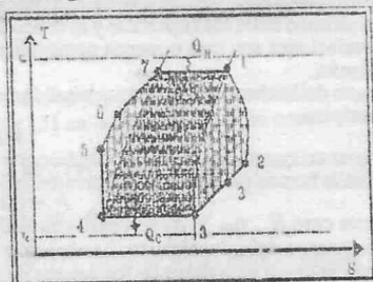


Figura 1

Becario del CONICET
* Investigador del CONICET
** Instituto del CONICET

- 3-4: el freón vaporizado, baja de temperatura hasta la de cambio de fase. Sale del condensador en el punto 4 como líquido saturado;
- 4-5: el líquido se bombea hasta la presión de entrada del regenerador y el evaporador;
- 5-6: recuperación de calor con el regenerador.

SIMULACION

El trabajo de simulación se divide en tres partes:

- simulación de la poza solar;
- simulación de los intercambiadores;
- simulación del ciclo termodinámico.

La fig. 2 muestra un esquema general del sistema.

Luego de disponer de los programas para cada una de las partes del sistema, se los conectó en un programa general que simula el conjunto.

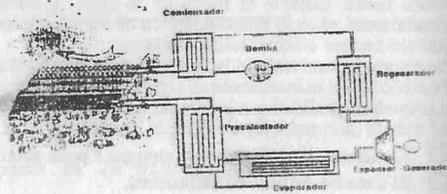


Figura 2

SIMULACION DE LA POZA

Para la simulación de la poza se utiliza el programa MITSOL. El mismo tiene incorporado la posibilidad de extracciones e inyecciones de solución desde cualquier capa de la poza. La descripción detallada de este programa ya ha sido presentada. (1)

SIMULACION DEL CICLO: CALCULO DE LA EFICIENCIA

Las características generales del sistema hacen que la máquina no siempre trabaje en el punto de diseño, ya que existen cambios climáticos significativo a lo largo del año (entre invierno y verano) que producen variaciones en el salto térmico entre la superficie y el fondo de la poza. Hay también variaciones en el requerimiento de la bomba. Esto hace que la eficiencia de la máquina fluctúe alrededor del valor de diseño.

Para la simulación de esta parte del sistema y con el objeto de tener la eficiencia del ciclo y las fluctuaciones que ésta sufre con las variaciones del salto térmico, se utiliza un modelo realizado por Halim Gurgenci (2).

Básicamente el modelo consiste en realizar un prediseño de todo el sistema; de allí sacar un conjunto de parámetros o valores de diseño y ver cómo fluctúa la eficiencia del ciclo con las variaciones del salto térmico entre la superficie y el fondo de la poza. Para algunas de las variables se supone que las variaciones son más o menos pequeñas y se toma un desarrollo en Taylor alrededor del punto de diseño.

Se parte del hecho que la potencia de salida del expansor es proporcional al flujo y al salto de entalpía isentrópico:

$$W_{exp} = \eta_i \dot{m}_f \Delta h_s$$

Al tener en cuenta las pérdidas mecánicas y eléctricas en el expansor - generador y el trabajo que realiza la bomba para levantar la presión (etapa 5-6; fig. 1) la potencia de salida neta es:

$$\dot{N} = \eta_i \dot{m}_f \Delta h_s \eta_m \eta_g - W_b$$

En este caso \dot{N} , η_m y η_g son parámetros de diseño, mientras que η_i , Δh_s y W_b varían con las fluctuaciones del salto térmico. La ecuación se utilizará para determinar \dot{m}_f .

Lo que se desea es, a partir de los valores de diseño, encontrar la eficiencia total del ciclo, definida como:

$$\eta = \frac{\dot{N}}{Q_H}$$

Q_H es función de T_H y T_C de que fluctúan en el tiempo.

Cálculo de η_i

Se plantea:

$$\eta_i = \eta_i^0 f\left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_f^0}\right) = \eta_i^0 f(\lambda) \quad (1)$$

Se verá luego el significado de $f(\lambda)$

Cálculo de Δh_s

Similar a lo anterior, se plantea que:

$$\Delta h_s = \beta \Delta h_s^0 \quad (2)$$

Esto se deduce de la ecuación termodinámica para gases ideales:

$$dT = \gamma dS + v dP$$

Se utiliza porque se supone que durante el proceso de expansión, el freón se comporta como un gas ideal.

En esta ecuación β tiene la forma:

$$\beta = \left(\frac{T_H}{T_H^0}\right) \frac{(1 - \gamma^0)}{(1 - \gamma)}$$

con:

$$y = \frac{P_2}{P_1} \frac{P_2^0 + \left(\frac{dP_2}{dT}\right)^0 (T_C - T_C^0)}{P_1^0 + \left(\frac{dP_1}{dT}\right)^0 (T_H - T_H^0)}$$

y:

$$a = \frac{(k-1)}{k} \quad y \quad k = \frac{C_p}{C_v}$$

En la ecuación de y , todos son datos de diseño y aparecen como variables en el tiempo las temperaturas T_H y T_C .

Cálculo de W_b

Se plantea como la suma de dos componentes:

a) la potencia que produce la diferencia de presión entre el condensador y el evaporador y que depende de las temperaturas de la fuente fría y caliente, es decir:

$$(P_1 - P_4) = f(T_H, T_C)$$

Se hace un desarrollo de Taylor alrededor de los valores de diseño y se obtiene:

$$(P_1 - P_4) = (P_1 - P_4)^0 + (T_H - T_H^0) P'^0_H - (T_C - T_C^0) P'^0_C$$

donde P'^0_H y P'^0_C son los gradientes de presión de la curva de cambio de fase.

b) El otro factor a tener en cuenta es el concerniente a las pérdidas por fricción desde el condensador al evaporador. Las pérdidas por fricción varían con el cuadrado del flujo, de donde surge el siguiente planteo:

$$\Delta P'_{fricc} = \lambda^2 \Delta P'^0_{fricc}$$

Por lo tanto la potencia total de bombeo es:

$$W_b = \dot{m}_f v_f [P_1 - P_4 + \lambda^2 \Delta P'^0_{fricc}] \quad (3)$$

con estos planteamientos y sustituyendo (1), (2) y (3) en la ecuación de \dot{N} se tiene:

$$\dot{N} = \dot{m}_f f(\lambda) \eta_i^0 \eta_m^0 \eta_g^0 \beta \Delta h_s - \dot{m}_f v_f [P_1 - P_4 + \lambda^2 \Delta P'^0_{fricc}]$$

o, haciendo los cambios necesarios:

$$\dot{N} = \lambda [\beta f(\lambda) C^0 - \dot{m}_f v_f^0 (\Delta P_{1-4} + \lambda^2 \Delta P'^0_{fricc})]$$

Esta es una ecuación en λ que se resuelve al conocer $f(\lambda)$. El autor, en su modelo supone que:

$$f(\lambda) = 1 - b(1 - \lambda)^2$$

con $b = 0.28$

Insertando esto en la ecuación de N y reorganizando todos los términos, se tiene que:

$$C_0 \lambda^3 + C_1 \lambda^2 + C_2 \lambda + C_3 = 0$$

que es una ecuación de 3^{er} grado que se puede resolver analíticamente. Los valores de las C_i se encuentran a partir de:

$$C_0 = -(\dot{m}_f v_f^2 \Delta F_{fric} + b \beta G^o)$$

$$C_1 = 2 b \beta G^o$$

$$C_2 = \beta G^o (1 - b^2) - \dot{m}_f v_f^2 \Delta P_{1-4}$$

$$C_3 = -N$$

al resolver la ecuación de 3^{er} grado se obtiene el valor de λ y como además: $\lambda = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_f^o}$

se puede obtener el valor de \dot{m}_f , que es una de las variables a determinar en el problema.

De las ecuaciones de intercambiadores se pueden encontrar las temperaturas T_1 y T_4 . Haciendo los balances se tiene:

$$T_1 = T_H - \frac{T_E^*}{(1 - e^{-m})}$$

$$T_4 = T_C + \frac{T_C^*}{(1 - e^{-\kappa})}$$

$$T_E^* = \frac{\dot{m}_f^o h_{f,E}^*}{(\dot{m}_{B,E} C_B)}$$

$$T_C^* = \frac{\dot{m}_f^o h_{f,C}^*}{(\dot{m}_{B,C} C_B)}$$

$$\gamma_E = \frac{q_E}{(\dot{m}_{B,E} C_B)}$$

$$\kappa = \frac{q_C}{(\dot{m}_{B,C} C_B)}$$

Por otra parte, la potencia de la bomba se puede poner como:

$$W_b = \dot{m}_f C_p (T_4 - T_5) = \lambda \dot{m}_f^o C_p (T_4 - T_5)$$

y despejando T_5 se tiene:

$$T_5 = T_4 + \frac{W_b}{(\lambda \dot{m}_f^o C_p)}$$

En el regenerador, la eficiencia es:

$$\eta_{reg}^o = \frac{(T_6 - T_5)}{(T_1 - T_5)}$$

de donde se obtiene:

$$T_6 = T_5 + \eta_{reg}^o (T_1 - T_5)$$

con todo esto se puede calcular el calor entregado al sistema:

$$Q_C = \dot{m}_f^o [C_p (T_1 - T_6) + h_{f,g}^*]$$

donde: $h_{f,g}^*$ es el calor de cambio de fase del freón.

Por último:

$$\eta = \frac{N}{Q_H}$$

es la eficiencia del ciclo termodinámico que varía con las fluctuaciones de las temperaturas T_H y T_C de las capas convectivas caliente y fría de la poza respectivamente.

SUBROUTINA RANKINE

Los algoritmos para el cálculo de las fluctuaciones de la eficiencia y la caída de temperatura en el evaporador se programaron en FORTRAN como una subrutina con el objeto de incorporarla al módulo de simulación MITSOL.

Esta subrutina calcula la eficiencia del ciclo termodinámico entre las temperaturas de la capa convectiva superior e inferior de la poza para el tiempo de simulación del sistema.

Calcula además la caída de temperatura en el evaporador, dado que es utilizado por MITSOL en el balance térmico de la poza.

La subrutina tiene como variables de ingreso a las temperaturas instantáneas de la fuente fría y a los flujos de solución salina de la poza en los intercambiadores.

El conjunto de datos de diseño se leen en la primera corrida de la subrutina desde un archivo llamado RANKO.DAT

Los parámetros de diseño son los siguientes:

para el freón

\dot{m}_f (kg/s): flujo másico;

$h_{f,C}$ y $h_{f,E}$ (J/kg): entalpías de evaporación en el condensador y en el evaporador;

Δh_s (J/kg): diferencia entálpica isentrópica;

P_1, P_2 y P_4 (Pa): presiones en los puntos 1, 2 y 4 respectivamente;

$\frac{dP_E}{dT}$ y $\frac{dP_C}{dT}$ (Pa/°K): gradientes de presión en el evaporador y en el condensador, sobre la curva

de cambio de fase;

$\frac{dP_1}{dT}$ y $\frac{dP_2}{dT}$ (Pa/°K): gradientes de presión en los puntos 1 y 2 sobre la isentrópica;

C_p (J/kg °K): calor específico;

$k = C_p/C_v$

v_f (m³/kg): volumen específico en la bomba.

Para la salmuera:

T_H^* y T_C^* (°K): temperaturas de la fuente caliente y la fuente fría;

$\dot{m}_{B,E}$ y $\dot{m}_{B,C}$ (kg/s) flujos másicos sobre el evaporador y el condensador;

C_{pB} (J/kg °K): calor específico.

Otros:

N (W): salida eléctrica neta;

η^o : eficiencia isentrópica del expansor;

η_m : eficiencia mecánica del expansor;

η_g : eficiencia del generador;

η_{reg} : eficiencia del regenerador;

ΔP_{fric} (Pa): caída de presión por fricción, entre el evaporador y el condensador, sobre la bomba.

DISEÑO DEL SISTEMA DE GENERACION

Se eligió por razones de disponibilidad de datos al FREON 113 como fluido de trabajo.

El freón 113 (CFCl₂-CF₂Cl) o fluor-tricloroetano es un refrigerante del tipo vacío. Tiene bajo grado de toxicidad, lo que hace que sea un freón seguro para trabajarlo. Se usa particularmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire.

Se diseñó un sistema de generación que tiene como fuente caliente una poza solar instalada en la Puna, zona con elevados índices de radiación (23.9 MJ/m²) y baja temperatura media anual (9.2 C).

Se estima en el diseño un salto térmico de 50 C, asignando a la fuente caliente una temperatura de 70 C y a la fría la temperatura media anual. Se supone una diferencia de temperaturas entre la solución salina y el freón de 5 C, tanto en el evaporador como en el condensador.

En base a estas hipótesis, se tiene en el condensador una temperatura de trabajo de $T_4 = 15$ C mientras que en el evaporador la temperatura es $T_1 = 65$ C

Estas temperaturas permiten determinar los puntos del ciclo RANKINE, sobre el diagrama P-H (fig. 3) obteniéndose los siguientes valores para los parámetros de diseño:

$$T_1^s = 333, P_1^s = 172300, P_2^s = 27558, P_4^s = 23422, T_2^s = 278, T_4^s = 343$$

$$\frac{dP_1^s}{dT} = 5600, \frac{dP_2^s}{dT} = 710, h_{fg,E}^s = 142300, h_{fg,C}^s = 157700$$

$$\Delta h_1^s = 19700, h_{fg,f}^s = 14300, P_1^H = 4342, P_2^H = 1240, v_f^s = 6.24 \times 10^{-4}$$

$$\eta_f^s = 0.8, \eta_m = 0.95, \eta_g = 0.9, \eta_{reg} = 0.8$$

$$C_{P_D} = 3800, C_{P_{fricc}} = 956.1, K = 0.08, \dot{N} = 10^5, \dot{m}_f^s = 10, \Delta P_{fricc} = 1000, B = 0.5$$

De los parámetros de diseño se hizo variar \dot{m}_f , a fin de obtener los valores que hacen máxima la eficiencia. Se varió además el parámetro b utilizado en la determinación de λ con el objeto de convalidar el valor disponible.

Las fig. 4 y 5 muestran las curvas obtenidas con estas variaciones.

Se observa en ellas que la eficiencia del ciclo es sensible a las variaciones de \dot{m}_f y de b. Se observa además que con un conjunto determinado de valores de diseño, existe una cota en el valor de flujo del freón por debajo de la cual el modelo no alcanza a simular la eficiencia del ciclo.

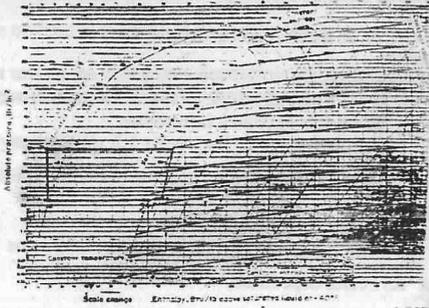
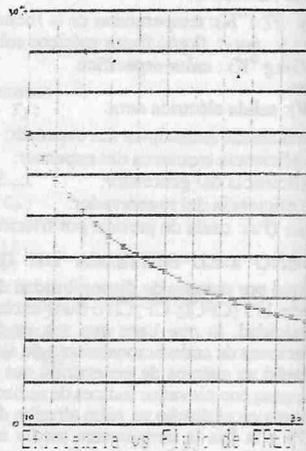
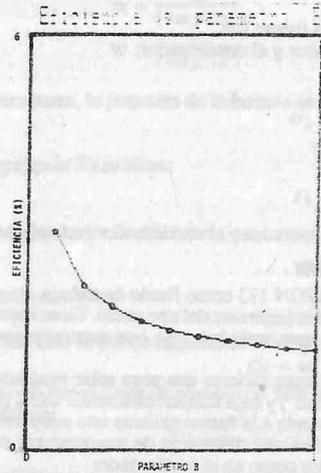


Figura 3



Figuras 4 y 5

SIMULACION DEL SISTEMA POZA-TURBINA-GENERADOR

Con los valores de diseño del sistema de generación se armó el archivo RANKO.DAT, utilizado por la subrutina RANKINE incorporada al programa de simulación MITSOL.

Por otra parte, MITSOL utiliza un archivo llamado POZA para proveerse de datos climáticos y físicos de la poza.

Se armó este archivo con datos de La Quiaca, provincia de Jujuy, tomando como período de simulación a un año, con una frecuencia de 10 días.

La poza se diseñó con los siguientes parámetros:

Superficie: 40.000 m²

Profundidad: 3 m

capa superficial: 0.2 m

zona de gradiente: 1.2 m

capa de acumulación: 1.6 m

Tipo de Sal: ClNa (Cloruro de sodio)

Concentración (inicial):

capa superficial 1%

capa de acumulación: 20 %

Temperatura (inicial):

capa superficial: 9.2 C (temperatura media anual)

capa de acumulación: 70 C

Los perfiles iniciales se muestran en la fig. 6

La fig. 7 muestra la evolución de los perfiles de concentración y temperatura del sistema en el año de simulación. Se observa una muy buena respuesta de la poza a la extracción de calor en la capa del fondo.

CONCLUSIONES

Se inició el cálculo con una poza de 40.000 m² y 3 m de profundidad para la producción de 100 KW, con los perfiles que se muestran en la fig. 6.

Se eligió estas dimensiones en base a sistemas de este tipo ya existentes. Con estas dimensiones y utilizando como fluido de trabajo el FREON 113, la eficiencia del sistema es de 0.8%, valor que se mantiene prácticamente constante a lo largo del período de simulación (un año).

Este es un bajo valor de eficiencia, ya que se espera para la misma valores entre el 1.5 y el 2 %. Por otra parte la eficiencia de la poza con este régimen de extracción es del 12.5 %, cantidad que también se encuentra por debajo de los valores esperados (entre un 3 y un 7% por debajo).

Esto indica la necesidad de redimensionar el sistema y optimizar el fluido de trabajo, buscando otros fluidos orgánicos que aumenten los valores mencionados anteriormente. A pesar de ello, se observan como óptimos los valores obtenidos, considerándolos buenos desde el punto de vista de la simulación por la proximidad que tienen a los valores esperados.

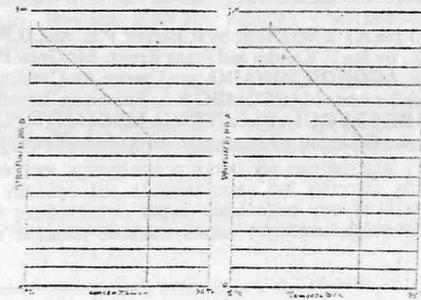


Figura 6

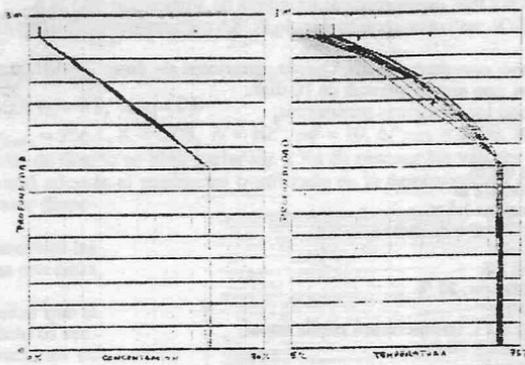


Figura 7

BIBLIOGRAFIA

- 1) POZAS SOLARES: PROGRAMA DE SIMULACION Y EFECTO DE VIENTO. Gustavo Hannecke, Nahuel Salvo y Graciela Lesino. Publicado en actas de la 12ª Reunión de ASADES, Capital Federal - 1987.
- 2) PERFORMANCE OF POWER PLANTS WITH ORGANIC RANKINE CYCLES UNDER PART-LOAD AND OFF-DESIGN CONDITIONS. Halim Gurgenci, Solar Energy - Vol.36-Nº1, pp45-51, 1986.
- 3) USER'S MANUAL FOR MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY SOLAR THERMAL POND PROGRAM (MITSOL). J. Atkinson, E. Adams, A. Salhotra and R. Harieman, SERI, June 1985. Tesis doctoral.
- 4) POZA DE SULFATO DE SODIO DE 600 m²: CONSTRUCCION Y MANTENIMIENTO. G.Lesino, L.Saravia, S.Cenzano, D.Blasco, C.Cadena y R.Caso. Actas de la 8ª reunión de trabajo de ASADES, La Pampa, 1983.
- 5) A WIND MIXED LAYER MODEL FOR SOLAR PONDS. J.F.Atkinson y D.R.F.Harieman. Solar Energy - Vol. 31, Nº3, pp 243-259. 1983.
- 6) COMPACT HEAT EXCHANGERS. W.M.Kays and A.L.London. Second Edition. 1964. Mc. Graw Hill, Inc.
- 7) SOLAR POWERED HEAT ENGINES, by R.Barber, P.E., and D.Prigmore, P.E., of SOLAR ENERGY HANDBOOK, by Jan F. Kreider and Frank Kreith. Mc.Graw Hill Book Company. 1981.
- 8) MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO. por Carrier Air Conditioning Co. Mc Graw Hill. New York. Versión castellana por MARCOMBO S.A. Barcelona, España. 1974.-
- 9) LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA MEDIANTE POZAS SOLARES EN LA ARGENTINA. L. Saravia, G.Lesino y J.Mangussi. Actas de la 6ª reunión de ASADES.